

# KARAKTERISTIK DINAMIS PEGAS UDARA

## *Dynamics Characteristic of Air Suspension*

Y. Agus Jayatun<sup>1</sup>, Subagio<sup>2</sup>

Program Studi Teknik Mesin  
Program Pascasarjana Universitas Gadjah Mada

### ABSTRACT

Research on the dynamics characteristic of an air suspension had been conducted in the Laboratory of Acoustic and Vibration Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering Gadjah Mada University. The equipment was selfmade and was not a representation of any kind of air spring brand. The results were expressed as "Mass Pressure Ratio", that was, the ratio of mass and the air pressure inside the air suspension. The air pressures were varied from 90 cm H<sub>2</sub>O to 15 cm H<sub>2</sub>O with 5 cmH<sub>2</sub>O pressure step. For both transient and steady state conditions, the lateral and transversal modes were examined.

The results show that the spring coefficient in lateral and transversal modes decrease as its MPR increase. The damping ratio in lateral mode increase parabolically as its MPR increase. Good performance will be achieved by an air spring which is used as vibration isolator in lateral mode as long as the working frequency is more than 25 Hz. The use of air suspension as vibration isolator in transversal mode is not recommended. Additional equipment should be introduced to improve its damping ratio when an air suspension is used as shock absorber both in lateral and transversal modes.

**Key words :** *dynamics characteristic, air suspension, Mass Pressure Ratio, vibration isolator, shock absorber.*

<sup>1</sup> Jurusan Teknik Mesin STTNAS, Yogyakarta

<sup>2</sup> Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta

## PENGANTAR

Getaran yang timbul pada mesin-mesin produksi, mesin-mesin pembangkit energi, mesin-mesin kendaraan, dan beban kejut pada kendaraan dapat merusak struktur; menimbulkan kebisingan; menyebabkan alat ukur menjadi tidak presisi; menimbulkan ketidaknyamanan operator mesin, penumpang dan pengemudi. Usaha untuk menanggulangi masalah itu dilakukan dengan menempatkan isolator getaran atau peredam kejut, untuk meredam getaran yang dirambatkan ke struktur di sekitarnya, sedangkan peredam kejut digunakan untuk meredam amplitudo getaran transien akibat beban kejut.

Konstruksi isolator getaran dan peredam kejut konvensional sama, dan terdiri atas pegas baja dan daspot hidrolis atau pneumatis yang dirangkai paralel. Konstruksi itu dapat diganti dengan material yang mempunyai sifat pegas dan redaman. Pegas udara merupakan salah satu tipe material pengganti itu. Pilihan itu dimungkinkan karena pegas udara mempunyai sifat pegas (Thomson, 1956). Karena faktor alami, pegas udara juga mempunyai sifat redaman. Di samping itu pegas udara dapat dibuat dengan mudah dan murah.

Beberapa peneliti yang pernah menggunakan pegas udara sebagai obyek, antara lain Macinante, Schwartz dan Dorier. Macinante (1977) menyimpulkan bahwa frekuensi alami pegas udara dapat dijaga konstan sebesar 1 Hz sepanjang tinggi pegas, pegas udara dapat dengan mudah diredam dengan cara menghubungkannya dengan *surge tank*. Yang perlu diperhatikan hanyalah perawatan yang teratur dan tekanan udara yang harus selalu dijaga. Schwartz (1999) menggunakan pegas udara sebagai landasan peluru kendali pada saat menguji karakteristik getaran peluru, dan ternyata landasanya itu dapat memberikan unjuk kerja yang lebih baik dibandingkan dengan bila peluru digantung dengan kabel baja. Dorier mendiskusikan kemungkinan penggunaan pegas udara sebagaiudukan pada alat ukur mesin produksi.

Penelitian-penelitian terdahulu itu belum memperlihatkan secara rinci karakteristik dinamis pegas udara. Kesimpulan Macinante perlu diteliti lebih lanjut karena tidak memberikan penjelasan mengenai pengaruh tekanan udara dan massa yang terletak atau yang membebani pegas udara terhadap perubahan frekwensi alami. Schwartz hanya memberi penjelasan mengenai unjuk kerja pegas udara yang lebih baik tanpa menginformasikan karakteristik pegas

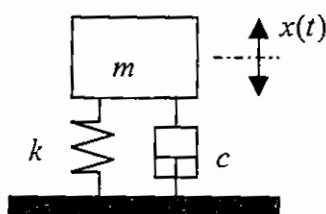
udara. Demikian pula Dorier tidak memberikan penjelasan yang lengkap berapa tekanan dan volume pegas udara yang dapat dipakai sebagai kedudukan alat ukur.

Dari beberapa alasan di atas maka dilakukan penelitian mengenai pegas udara yang hasil penelitiannya diharapkan dapat dijadikan acuan perencanaan isolator getaran atau peredam kejut. Karena karakteristik dinamis menyangkut massa, konstante pegas, *damping ratio*, dan frekwensi alami, maka penelitian difokuskan pada hubungan antara *Mass Pressure Ratio* (MPR) dengan karakteristik dinamis pegas udara. Definisi MPR adalah perbandingan antara massa yang membebani pegas udara dengan tekanan (kerja) pegas udara. Dengan demikian tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui hubungan antara *Mass Pressure Ratio* sistem pegas udara dengan karakteristik dinamisnya.

Penelitian dilakukan di Laboratorium Getaran dan Akustik Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada. Benda uji dibuat sendiri dan tidak mengacu kepada salah satu merk pegas udara. *Bellows* dibuat dari ban dalam roda Vespa dan plat baja tebal 5 mm digunakan sebagai tutup atas dan tutup bawah. Udara diambil dari udara dalam ruangan laboratorium yang ditekan ke dalam pegas. Pada penelitian ini pegas tidak dihubungkan dengan *surge tank* sehingga redaman yang timbul hanya diakibatkan oleh *inherent damping* dan dianggap sebagai *viscous damping*. Tutup atas, yang massanya 3,7796 kg, digunakan sebagai massa yang membebani pegas, sehingga nilai MPR selalu merupakan perbandingan massa tutup atas dan tekanan udara pegas.

### Getaran Bebas Sistem Satu Derajat Kebebasan Teredam Ringan

Sebuah sistem satu derajat kebebasan dengan redaman dapat digambarkan sebagai sebuah massa  $m$  (kg) yang terletak di atas pegas yang mempunyai konstante pegas  $k$  (N/m) dan peredam yang mempunyai koefisien redaman viskos  $c$  (kg/s) seperti Gambar 1.



**Gambar 1. Sistem Satu Derajat Kebebasan Dengan Redaman**

Simpangan massa sistem yang melakukan getaran bebas (kondisi transien) dan teredam ringan, dapat dirumuskan (Thomson, 1956) :

$$x(t) = X e^{-\zeta \omega_n t} \sin[\omega_d t + \phi] \quad (1)$$

dengan :

$X$  : amplitudo (m)

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \text{dengan } \omega_n : \text{frekwensi angular alami (rad/s)} \quad (2)$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}, \quad \text{dengan } \zeta : \text{damping ratio} \quad (3)$$

dan frekwensi angular alami teredam,  $\omega_d$  (rad/s) dirumuskan :

$$\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (4)$$

Hubungan antara frekwensi alami dengan frekwensi angular alami :

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (5)$$

dan

$$f_{nd} = \frac{\omega_d}{2\pi} \quad (6)$$

dengan  $f_n$  adalah frekwensi alami (Hz) sedangkan  $f_{nd}$  adalah frekwensi alami teredam (Hz).

Pada kondisi teredam ringan dikenal istilah dekrimen logaritma ( $\delta$ ), yang dinyatakan dengan persamaan :

$$\delta = \ln \frac{X_n}{X_{n+1}} \quad (7)$$

Dari persamaan (1) didapat :

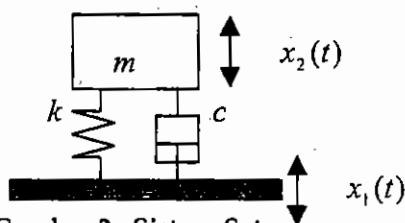
$$\delta = \zeta \omega_n \cdot T_d \quad (8)$$

dengan  $T_d$  adalah perioda teredam (s). Bila kemudian persamaan (8) dimodifikasi diperoleh :

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} \left\{ \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{2\pi}\right)^2}} \right\} \quad (9)$$

### Base Motion Sistem Satu Derajat Kebebasan Dengan Redaman

Pada *base motion* massa menderita getaran tidak langsung seperti pada Gambar 2.



Gambar 2. Sistem Satu Derajat Kebebasan Dengan Redaman Base Motion

Bila simpangan aksi dinyatakan dengan

$$x_1(t) = X_1 e^{i\Omega t} \quad (10)$$

dan respon massa  $m$  dinyatakan dengan :

$$x_2(t) = X_2 e^{i\Omega t} \quad (11)$$

maka :

$$X_2 = \frac{(k + i.c.\Omega).X_1}{(k - m.\Omega^2) + i.c.\Omega} \quad (12)$$

dengan :

$\Omega$  : frekwensi base (rad/s).

Transmission Ratio (TR) dirumuskan sebagai :

$$TR = \frac{X_2}{X_1} = \frac{(k + i.c.\Omega)}{(k - m.\Omega^2) + i.c.\Omega} \quad (13)$$

Bila persamaan 13 dituliskan dengan cara non dimensional didapat :

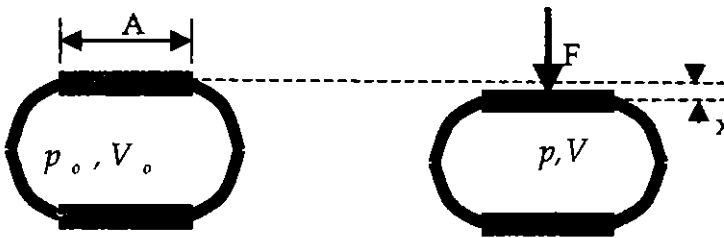
$$TR = \frac{1 + i(2\zeta\xi)}{(1 - \xi^2) + i(2\zeta\xi)} \quad (14)$$

Nilai mutlak persamaan 14 adalah :

$$|TR| = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\xi)^2}}{\sqrt{(1 - \xi^2) + (2\zeta\xi)^2}} \quad (15)$$

### Pegas Udara

Sebuah pegas udara secara sederhana terbuat dari *bellows* yang atas dan bawahnya ditutup rapat.



Gambar 3. Pegas Udara

Secara teoritis, tanpa mengikutsertakan pengaruh elastisitas *bellows*, konstante pegas sebuah pegas udara dinyatakan dengan persamaan (Thomson,1956):

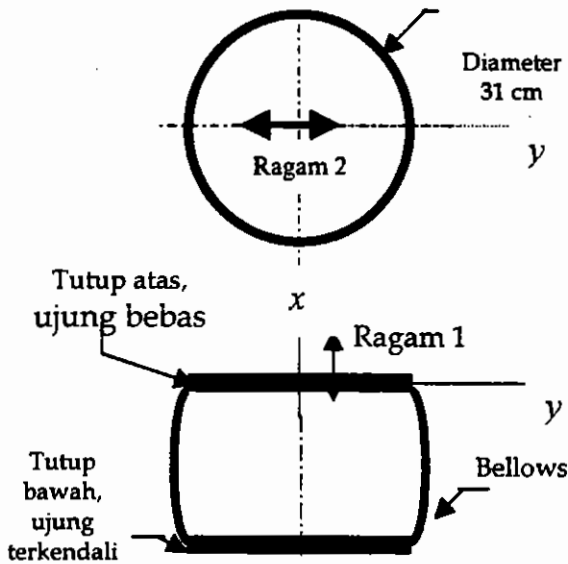
$$k = \frac{\gamma \cdot p_o \cdot A^2}{V_o} \quad (16)$$

dengan  $k$  adalah konstante pegas (N/m),  $\gamma$  ratio of specific heat of air ( $=1,4$ ),  $p_o$  tekanan udara di dalam *bellows* (Pa),  $A$  luas permukaan tutup atas ( $m^2$ ), dan  $V_o$  adalah volume udara di dalam *bellows* ( $m^3$ ).

## CARA PENELITIAN

### Benda Uji

*Bellows* benda uji dibuat dari ban dalam roda Vespa. Tutup atas dan tutup bawah dibuat dari plat baja dengan diameter 31 cm dan tebal 5 mm. Tinggi pegas pada tekanan 90 cm.k.a ( $= 0,09 \text{ atm}$ ) adalah 9 cm. Massa tutup atas 3,7796 kg.

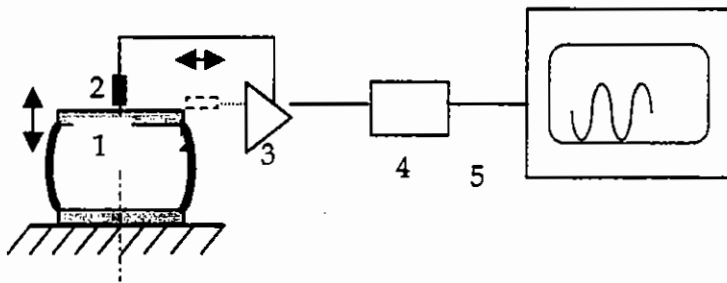


Gambar 4. Benda Uji

Tutup bawah diberi dua buah lubang yang digunakan untuk mengukur tekanan udara dan yang satu lagi digunakan untuk memasukkan udara terkompresi.

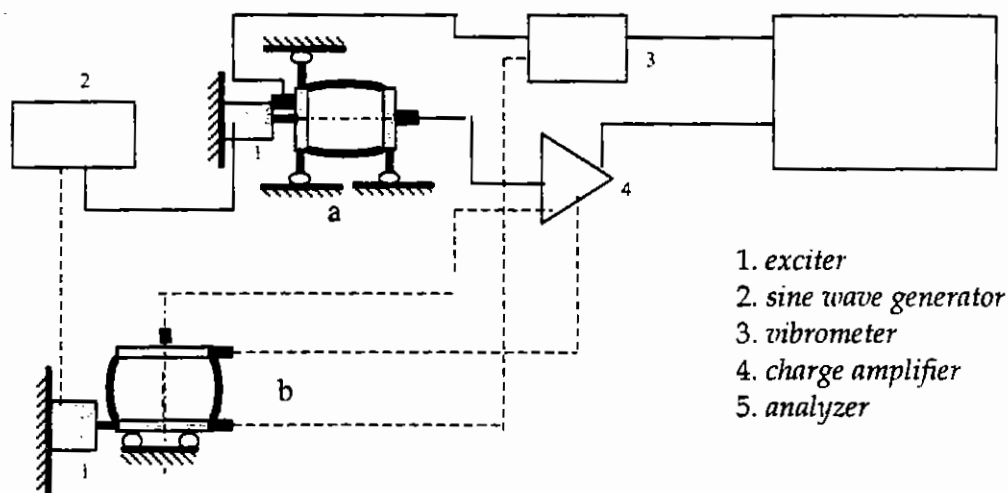
Nilai MPR benda uji dihitung berdasarkan perbandingan massa tutup atas dengan tekanan udara di dalam pegas udara.

Peralatan yang dipakai dalam penelitian ini adalah : *water coulumn manometer, accelerometer, vibrometer, charge amplifier, band pass filter, analyzer, sine wave generator, dan exciter.*



1. Benda uji
2. *accelerometer*
3. *charge amplifier*
4. *band pass filter*
5. *analyzer*

Gambar 5. Rangkaian uji pengujian transien



Gambar 6. Rangkaian uji stedi (*base motion*); ragam 1 (a), ragam 2 (b)

Pengujian dilakukan untuk dua ragam getaran, yakni ragam lateral (arah gerakan tutup atas sejajar sumbu  $x$  atau sejajar sumbu aksial) dan ragam transversal (arah gerakan tutup atas sejajar sumbu  $y$  atau tegak lurus sumbu aksial), serta pada dua kondisi, yakni kondisi transien dan kondisi stedi.

Pengujian transien dilaksanakan dengan cara memukul tutup bagian atas satu kali. Akibat pukulan itu tutup atas bergetar dengan kondisi transien. Sinyal getaran transien ini diambil oleh *accelerometer* dan diteruskan ke *analyzer* melalui *charge amplifier*. Pada pengujian ini diukur frekwensi alami teredam dan nilai amplitudo per siklus. Pengujian dijalankan untuk berbagai tekanan pegas, yakni dari 90 cm  $H_2O$  sampai dengan 15 cm  $H_2O$  dengan langkah 5 cm  $H_2O$ .

Dengan persamaan 7 dihitung nilai dekrimen logaritma pegas udara, dan dengan persamaan 9 dihitung *damping ratio* pegas udara. Persamaan 6 dan 8 dipakai untuk menghitung frekwensi alami dan selanjutnya dengan persamaan 2 dapat dihitung konstante pegas. Hubungan antara karakteristik dinamis dengan *MPR* dicari metode kwadrat terkecil.



Pengujian stedi dilaksanakan dengan menggetarkan tutup bagian bawah dengan *exciter*, sedangkan tutup bagian atas dibiarkan bebas. Amplitudo *exciter* (aksi) dan amplitudo tutup atas (respon) diukur. Nilai *TR* dihitung dengan membandingkan amplitudo respon dengan aksi.

Tekanan benda uji diatur sama dengan saat melakukan pengujian transien. Frekwensi penggetar diatur sehingga mencakup frekwensi rendah, frekwensi resonansi berdasarkan pengujian transien, dan frekwensi tinggi.

## HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

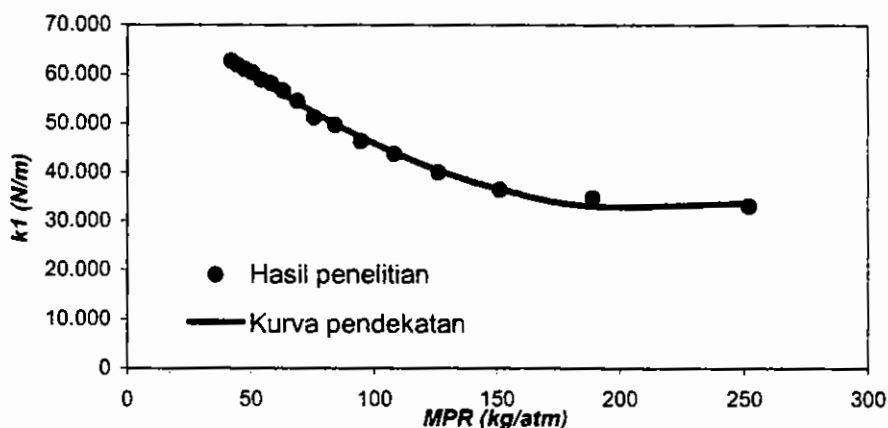
### Pengujian Transien Ragam 1 ( Ragam Lateral )

Konstante pegas ( $k_1$ ) cenderung menurun dengan meningkatnya *MPR*, sesuai dengan kajian teoritis yang diberikan oleh Thomson. Dengan metode kwadrat terkecil (Holman, 1985) dapat dibuat kurva  $k_1$  yang merupakan fungsi *MPR* (gambar 7) yang dapat dinyatakan dengan :

$$k_1 = 1,02MPR^2 - 438MPR + 79.522 \quad (17)$$

yang memberikan koefisien korelasi ( $r$ ) = 0,9999.

Rumusan yang diberikan oleh Thomson (pers. 16), yang memberikan nilai  $k_1$  pada ragam lateral ( $k_{Th}$ ), ternyata tidak sama dengan hasil penelitian berdasarkan pengujian transien ( $k_{1hsi}$ ). Dari nilai numerik yang dihasilkan diketahui bahwa besarnya  $k_1$  hasil penelitian kurang lebih enam sampai sembilan belas kali dibandingkan dengan nilai  $k_1$  bila dihitung dengan rumusan Thomson.



**Gambar 7. hasil penelitian konstante pegas ragam lateral berdasarkan pengujian transien**

Dari kajian kembali persamaan 16 diketahui bahwa Thomson belum memperhitungkan pengaruh *biaxial stress* yang timbul pada *bellows* terhadap perubahan elastisitasnya. Sementara itu, dilihat dari konstruksinya, nilai  $k$  pegas udara merupakan gabungan nilai  $k_1$  udara itu sendiri (sesuai dengan rumusan Thomson) ditambah dengan nilai  $k_1$  *bellows*, yang tergantung pada elastisitasnya. Nilai elastisitas *bellows* (yang bahannya karet) dipengaruhi oleh tegangan kerja, yang dalam kasus ini adalah *biaxial stress*. Dengan demikian, dapat diperkirakan bahwa *biaxial stress*, yang besarnya tergantung pada  $p_o$ , mempengaruhi besarnya  $k$  pada pegas udara.

Koreksi terhadap rumusan Thomson dicari dengan menghubungkan dua buah nilai  $k_1$  di atas dengan faktor koreksi ( $S_{fc}$ ):

$$k_{1\text{ hsl}} = S_{fc} \cdot k_{TH} \quad (18)$$

dan besarnya faktor koreksi

$$S_{fc} = b \cdot (MPR)^a \quad (19)$$

Dengan demikian, diperoleh :

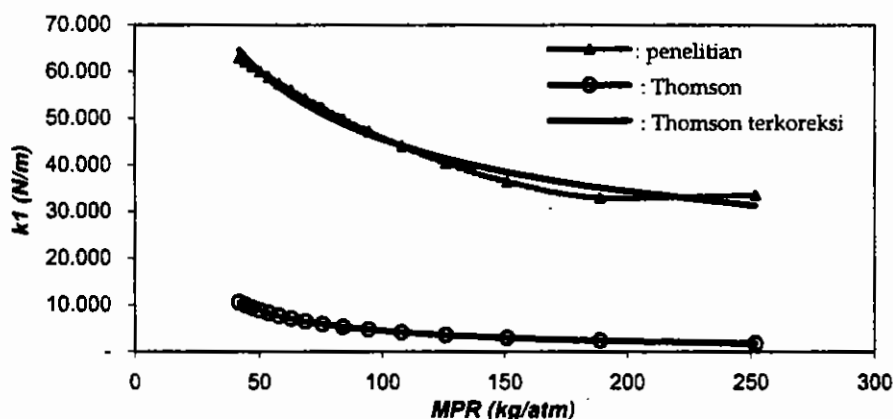
$$\frac{k_{1\text{ hsl}}}{k_{TH}} = b \cdot (MPR)^a \quad (20)$$

Bila ruas kiri dan kanan persamaan 20 sama-sama dicari logaritma naturalnya dihasilkan :

$$\ln\left(\frac{k_{1hs1}}{k_{Th}}\right) = \ln.b + a \ln.(MPR) \quad (21)$$

Persamaan (21) memperlihatkan hubungan linear antara ruas kiri dengan  $\ln.(MPR)$ . Dengan cara kwadrat terkecil (Holman, 1985) diperoleh nilai  $a = 0,066$  dan  $b = 0,595$ , dan koefisien korelasi ( $r$ ) = 0,9457. Dengan begitu, rumusan Thomson terkoreksi menjadi (gambar 8) :

$$k_1 = 0,066.(MPR)^{0,595} \cdot \frac{\gamma \cdot p_o \cdot A^2}{V_o} \quad (22)$$



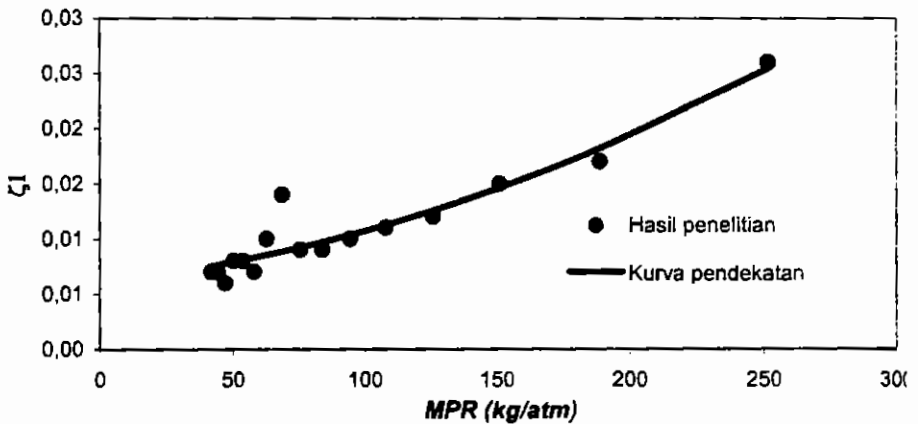
Gambar 8. Perbandingan nilai konstante pegas ragam lateral antara hasil penelitian, rumusan Thomson, dan yang terkoreksi

**Damping ratio ( $\zeta_1$ ).** Hasil penelitian menunjukkan nilai *damping ratio* arah lateral naik dengan naiknya nilai MPR. Redaman yang timbul pada benda uji disebabkan oleh sifat alami konstruksinya, yang terdiri atas dinding karet dan udara. Tidak diketahui secara pasti apakah udara atau dinding karet yang lebih berperan dalam memberikan sumbangan terhadap nilai redaman. Kalau hanya ditinjau dari sifat karet, maka kenaikan *damping ratio*, yang berarti juga naiknya redaman, disebabkan oleh turunnya nilai modulus elastisitas akibat turunnya tekanan udara atau naiknya nilai MPR.

Dari hasil penelitian dan dengan metode kwadrat terkecil dapat dibuat hubungan antara  $\zeta_1$  dan MPR (gambar 9) yang berwujud :

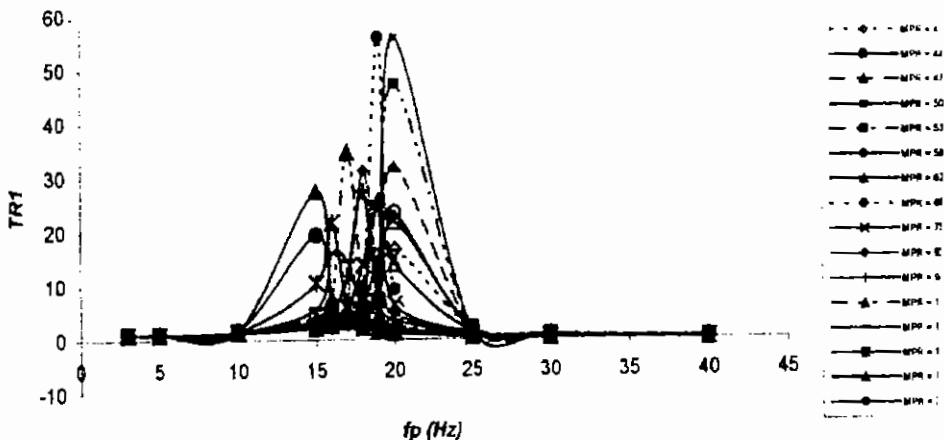
$$\zeta_1 = 2,008 \times 10^{-7} \text{ MPR}^2 + 2,611 \times 10^{-5} \text{ MPR} + 0,0061 \quad (23)$$

yang memberikan  $r = 0,9947$ .



Gambar 9. Hasil penelitian *damping ratio*, ragam lateral

### Transmission Ratio ( $TR_1$ )

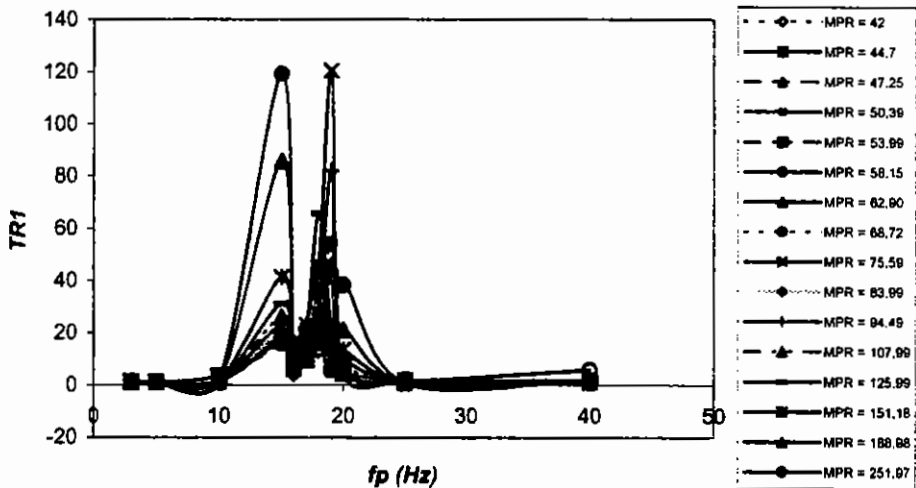


Gambar 10.  $TR_1$ , ragam 1, hasil pengujian transien

Gambar 10 menunjukkan nilai  $TR_1$  yang dihitung dengan persamaan (15.). Frekwensi paksa dipilih frekwensi rendah ( 3 Hz ) sampai frekwensi tinggi ( 40 Hz ).

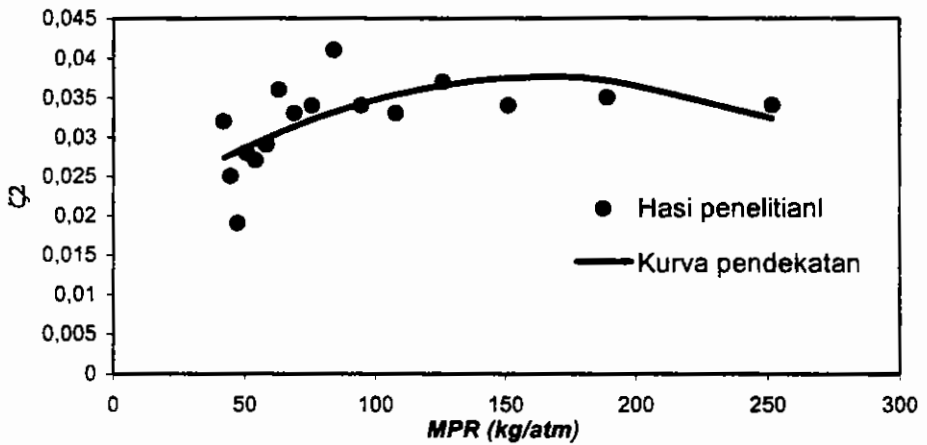
### Pengujian Stedi (*Base Motion* ), Ragam 1 atau Ragam Lateral

Pengujian stedi memberi hasil berupa nilai TR untuk beberapa frekwensi *exciter* (  $f_p$  ), yang dipilih sama dengan frekwensi paksa yang digunakan untuk menghitung TR berdasarkan hasil pengujian transien. Hasil pengujian ini ditampilkan pada Gambar 11.



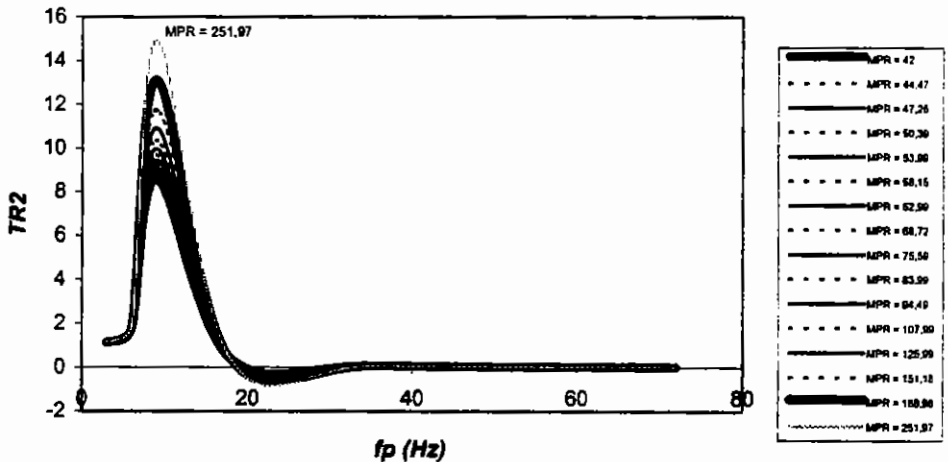
Gambar 11.  $TR_1$ , ragam 1, hasil pengujian stedi

Hasil pengujian memunculkan dua buah nilai frekwensi resonansi yang semuanya terletak di antara 10 Hz dengan 20 Hz. Hal itu menunjukkan bahwa derajat kebebasan yang dominan pada sistem pegas udara adalah dua derajat kebebasan.



Gambar 13.  $\zeta_2$ , hasil pengujian transien

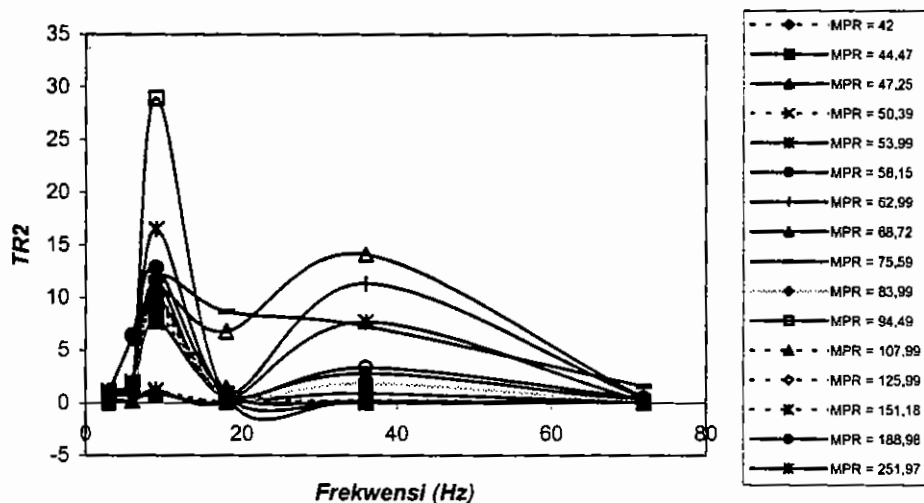
Transmission Ratio ( $TR_2$ ) dihitung berdasarkan persamaan 15 dengan frekwensi paksa dipilih dari frekwensi rendah ( 3 Hz ) sampai ke frekwensi tinggi ( 72 Hz ), dan hasilnya ditampilkan pada Gambar 14.



Gambar 14.  $TR_2$ , berdasarkan hasil pengujian transien

### Pengujian Stedi ( *Base Motion* ) Ragam 2 atau Ragam Transversal

Pengujian stedi memberi hasil berupa nilai  $TR$  untuk beberapa frekwensi *exciter* ( $f_p$ ) yang dipilih sama dengan frekwensi paksa yang digunakan untuk menghitung  $TR$  berdasarkan hasil pengujian transien, dan hasilnya ditampilkan pada Gambar 15.



Gambar 15.  $TR_2$ , hasil pengujian stedi

Berdasarkan pengujian stedi, nilai  $TR_2$  memperlihatkan munculnya dua buah frekwensi resonansi pada beberapa nilai  $MPR$  yang terletak di sekitar 10 Hz dan di sekitar 35 Hz.

Hasil pengujian stedi tidak sepola dengan perhitungan  $TR_2$  berdasarkan hasil pengujian teransien.

### KESIMPULAN

*Mass Pressure Ratio* dapat digunakan sebagai parameter untuk menentukan karakteristik dinamis pegas udara, yaitu konstante pegas dan *damping ratio*, baik untuk ragam lateral maupun ragam transversal, yang menurun bila nilai *Mass Pressure Ratio* bertambah. Nilai *damping ratio* ragam lateral naik bila nilai *Mass Pressure Ratio* bertambah, sedangkan *damping ratio* ragam lateral merupakan fungsi parabolis *Mass Pressure Ratio*.

Rumusan Thomson, yang digunakan untuk menghitung konstante pegas ragam lateral perlu dikoreksi, agar hasilnya lebih baik.

Pegas udara dapat digunakan sebagai isolator getaran ragam lateral dengan frekwensi kerja lebih besar atau sama dengan 25 Hz. Penggunaan sebagai isolator getaran ragam transversal tidak direkomendasikan. Pegas udara dapat digunakan sebagai peredam kejut ragam lateral dan ragam transversal, tetapi harus ditambah peralatan lain yang dapat menambah nilai *damping ratio*.

## DAFTAR PUSTAKA

- Dorien and Brown, B.Sc.(Tech.), ---, *Air Spring For Vibration Isolation*, CSIRO Division of Applied Physics.
- Holman, J.P., Alih bahasa oleh Jasfi, E., 1985, *Metode Pengukuran Teknik*, edisi keempat, hl : 47 - 92, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Macinante, J.A., 1977, *Vibration Isolation, Symposium of Noise and Vibration in Industry*, The Institute of Engineers, Australia.
- Rao, Singirestu S., 1995, *Mechanical Vibrations*, 3<sup>rd</sup> edition, Addison-Wesley Publishing Company Inc., Massachusetts, page : 208 - 211.
- Schwat, Harry L., 1999, *Vibration Testing a Large Guided Missile on Air Spring Supports*, *Journal of the IEST*, July/August 1999 Edition, 35 - 40.
- Thomson, William Tyrrell, 1956, *Mechanical Vibrations*, vol. 3, 2 ed., pp. 46-81, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs N.J.